

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-173744

(43)Date of publication of application : 26.06.2001

(51)Int.Cl.

F16H 13/08

F16H 1/32

(21)Application number : 11-364224

(71)Applicant : SUMITOMO HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 22.12.1999

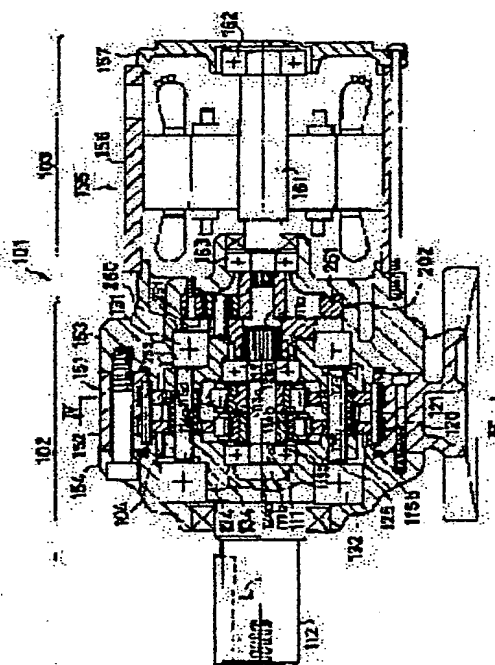
(72)Inventor : TAMENAGA ATSUSHI

(54) ROTATIONAL POWER TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To simplify a casing structure in a compact size and greatly reduce manufacturing cost, in a rotary drive device.

SOLUTION: In a rotational power transmission 102 wherein a simple planetary roller mechanism 202 of a friction transmission type having a sun gear, a planetary roller, and a ring roller, and a gear transmission mechanism 104 for transmitting rotational power by a gear are assembled with each other; the simple planetary roller mechanism 202 and the gear transmission mechanism 104 are housed in the same inner space of a casing 151, and maximum contact pressure acting between the sun roller and the planetary roller is set within a range to 1,000 MPa or more and 2,000 MPa or less. In the simple planetary roller mechanism 202 and the gear transmission mechanism 104, naphthenic mineral oil is used as a lubricant.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

19.12.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-173744
(P2001-173744A)

(43) 公開日 平成13年6月26日 (2001.6.26)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターミナル (参考)

F 1 6 H 13/08

F 1 6 H 13/08

Z 3 J 0 2 7

1/32

1/32

A 3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号

特願平11-364224

(22) 出願日

平成11年12月22日 (1999.12.22)

(71) 出願人 000002107

住友重機械工業株式会社

東京都品川区北品川五丁目9番11号

(72) 発明者 為永 淳

愛知県大府市朝日町六丁目1番地 住友重
機械工業株式会社名古屋製造所内

(74) 代理人 100089015

弁理士 牧野 剛博 (外2名)

Fターム (参考) 3J027 FA17 FA25 FB34 GB03 GC13

GD04 GD08 GD12 GE27

3J051 AA01 BA03 BB08 BC01 BD02

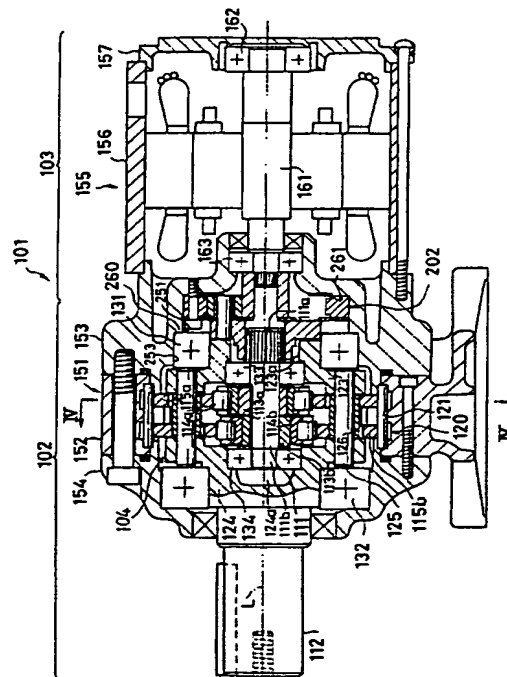
EC07 ED08 ED15 FA08

(54) 【発明の名称】 回転動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 下記の回転駆動装置において、ケーシング構造の簡略化及びコンパクト化を図り、製造コストを大幅に低減する。

【解決手段】 太陽ローラ、遊星ローラ及びリングローラを有する摩擦伝動タイプの単純遊星ローラ機構202と、歯車によって回転動力を伝達する歯車伝達機構104と、を組み合わせた回転動力伝達装置102において、この単純遊星ローラ機構202及び歯車伝達機構104をケーシング151の同一内部空間に収容すると共に、太陽ローラと遊星ローラの間に作用する最大接触圧力を、1000MPa以上且つ2000MPa以下の範囲内に設定する。更に、この単純遊星ローラ機構202と歯車伝達機構104に対して、共にナフテン系鉱油を潤滑剤として使用する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 摩擦ローラとして、太陽ローラ、該太陽ローラの外周に転接する遊星ローラ、及び該遊星ローラが自身の内周に転接するリングローラ、を有する単純遊星ローラ機構と、歯車によって回転動力を伝達する歯車伝達機構と、を組み合わせた回転動力伝達装置において、前記単純遊星ローラ機構及び前記歯車伝達機構をケーシングの同一内部空間に収容すると共に、

前記太陽ローラと前記遊星ローラの間作用する最大接触圧力を、1000MPa以上且つ2000MPa以下の範囲内に設定し、

前記単純遊星ローラ機構と前記歯車伝達機構に対して、共にナフテン系鉱油を潤滑剤として使用したことを特徴とする回転動力伝達装置。

【請求項2】 請求項1において、前記最大接触圧力(MPa)を、前記太陽ローラと前記遊星ローラの外周面の曲率をそれぞれ ρ_s 、 ρ_u (1/mm)、該太陽ローラと該遊星ローラとの接触領域の長さをL(mm)、該接触領域に作用する押し力をP(N)とした場合に、式

$$195.4\sqrt{(P(\rho_s + \rho_u)/L)}$$

によって近似的に求めることを特徴とする回転動力伝達装置。

【請求項3】 請求項1又は2において、前記歯車伝達機構を、内歯歯車及び該内歯歯車に内接する外歯歯車を有し、且つ前記内歯歯車の中心が前記外歯歯車の周囲の内側にある揺動内接噛合遊星歯車構造にしたことを特徴とする回転動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、摩擦ローラに生ずる摩擦力によって回転動力を伝達する単純遊星ローラ機構と、歯車によって回転動力を伝達する歯車伝達機構と、を組合せた回転動力伝達装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構とを組合せて、回転動力を増速又は減速して伝達する回転動力伝達装置が提案されている。

【0003】 この単純遊星ローラ機構は、摩擦ローラとして、太陽ローラと、太陽ローラの外周に転接する遊星ローラと、この遊星ローラが自身の内周に転接するリングローラと、を備え、各摩擦ローラ間に生ずる摩擦力によって所定の減速又は増速比で回転動力を伝達するものである。

【0004】 又、歯車伝達機構は、少なくとも2つの歯車を噛合させて回転動力を伝達するものであり、平歯車を組合せる平行軸歯車構造や、傘歯車を組合せる交差軸歯車構造、あるいは後述するような揺動内接噛合式の遊星歯車構造等が広く知られている。なお、単純遊星ローラ機構に組合せる場合は、一般的に平行軸歯車構造

が採用されている。

【0005】 上記の単純遊星ローラ機構によって所定の伝達能力(伝達トルク)を発揮するためには、各摩擦ローラ間に十分な摩擦力を発生させなければならない。これは、例えばリングローラの内径を、遊星ローラの直径の2倍と太陽ローラの直径の和より小さくして所定の締め代を付与し、リングローラを弾性変形させて各摩擦ローラの接触面間に所定の押力を付与することで行われる。つまり、接触する摩擦ローラ間に径方向の押力を付与することで、その接触面の接線方向に摩擦力が発生し、その摩擦力によって回転動力が伝達される構造である。

【0006】 上記のように構成される回転動力伝達装置において、動力伝達機構の一部として単純遊星ローラ機構が採用される理由は主に3つのことが考えられる。第1に、それ自身がコンパクトな構造でありながら大きな減速比又は増速比が得られること、第2に、摩擦力によって回転動力を伝達する構造であることから静粛且つ円滑な動力伝達が可能であること、第3に、歯車と比較して摩擦ローラの製造が比較的容易であること(つまり、製造コストを低減することができること)である。

【0007】 ところで、このような回転動力伝達装置においても勿論「潤滑剤」が使用される。この潤滑剤は、一般的には鉱油系と合成油系に大別されており、又、各範疇の中でその組成によってパラフィン系とナフテン系に区別されている。

【0008】 鉱油とは天然に得られる原油を精製して、潤滑剤として有効な成分を分離することで製造されるものであり、一方合成油は、原油中の成分をバラバラにして潤滑油に適する化学構造のものに再合成して製造されるものである。従って、合成油系はその機能に特化して特性を大きく変更することが可能であるが、その反面、製造コストが大変高いものとなっている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、この回転動力伝達装置における単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構とは、潤滑の目的が異なっている。具体的に、歯車伝達機構に潤滑剤が使用される目的は、各歯車間の接触面の摩擦係数を「低減」させて歯車が相対的に円滑に回転するようにし、伝達効率を高め、又歯車の温度上昇を抑制するためである。従って、この歯車伝達機構には潤滑剤として、比較的安価であるにも拘らず接触面の摩擦を大幅に低減できるパラフィン系の鉱油が一般的に広く採用されている。

【0010】 一方、単純遊星ローラ機構において潤滑剤が使用される目的は、各摩擦ローラ間に発生する摩擦力を「増大」させて高い伝達能力を確保するためであり、このような潤滑剤のことは一般的に「トラクション油(剤)」と呼ばれている。従って、摩擦力を増大させるという機能に特化して、特性が大きく変更されたナフテ

ン系の合成油が潤滑油（トラクション油）として広く使用されている。

【0011】なお、この摩擦力を増加させる機能を有するトラクション油の能力を評価する値として、一般的にトラクション係数 f が用いられている。このトラクション係数 f は法線荷重 P に対する接線力 F の比、 $f = F/P$ で定義されるものであり、それ故に、単純遊星ローラ機構が発揮し得る伝達トルクは、摩擦ローラ間に作用する押力（法線荷重 P ）及びトラクション係数 f が高いほど大きくなる。ナフテン系合成油のトラクション係数 f は他の潤滑油に比べて大きく、且つ、接触面の周速の変化に対してもほぼ一定の値が維持されることから、回転速度の変化に対して安定した高い伝達トルクを確保できるという見地の下、単純遊星ローラ機構に広く採用されている。

【0012】以上のことから、単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構とは別々の潤滑剤を使用することが必要なため、これらを組合せる際には、それぞれを別個のケーシングに収容するか、又は、1つのケーシングの内部空間を、シールすることで2分割し、異なる種類の潤滑剤が混ざらないように努めなければならなかった。

【0013】従って、単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構とをそれぞれ別個のケーシングに収容して組合せた場合は、回転動力伝達装置全体が大型化し、コンパクトで大きな減速又は増速比が得られるという単純遊星ローラ機構のメリットを減殺することが予測された。又、ケーシングの内部空間をシール等する場合には、ケーシングの内部構造が複雑化して製造コストが上昇し、更に、装置の組立が困難なものになることが予測された。

【0014】結果として、本発明者の知る限りでは、現在、歯車伝達機構と単純遊星ローラ機構とを組合せた回転動力伝達装置はほとんど実用化（製造）されていない。即ち、単純遊星ローラ機構のみ、又は歯車伝達機構のみで、それぞれ単体の動力伝達装置として実用化されているのが現状である。

【0015】なお、仮にパラフィン系鉱油とナフテン系合成油とが混ざってしまった場合には、歯車伝達機構においては潤滑不良によって歯車の温度が上昇して「焼き付き」が発生する可能性がある。又、単純遊星ローラ機構においては摩擦力の低下により摩擦ローラ間に大きな滑りが発生し、十分な伝達トルクを確保することができなくなり、更に、（公知の）パラフィン系鉱油の特性から摩擦ローラの回転速度の変化に伴って伝達トルクに変動が生じる可能性がある。

【0016】本発明は、上記の問題点を鑑みてなされたものであり、ケーシングの内部構造の簡素化を図ることで、製造コストが低減され且つコンパクト化が図られた回転動力伝達装置を得ることを目的とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】本発明は、摩擦ローラと

して、太陽ローラ、該太陽ローラの外周に転接する遊星ローラ、及び該遊星ローラが自身の内周に転接するリングローラ、を有する単純遊星ローラ機構と、歯車によって回転動力を伝達する歯車伝達機構と、を組み合わせた回転動力伝達装置において、前記単純遊星ローラ機構及び前記歯車伝達機構をケーシングの同一内部空間に収容すると共に、前記太陽ローラと前記遊星ローラの間に作用する最大接触圧力を、1000MPa以上且つ2000MPa以下の範囲内に設定し、前記単純遊星ローラ機構と前記歯車伝達機構に対して、共にナフテン系鉱油を潤滑剤として使用したことにより上記目的を達成するものである。

【0018】本発明者は、各種の潤滑剤についてトラクション係数 f と面圧との関係について新たに調べてみたところ、一般には歯車用の潤滑剤として使用されているナフテン系鉱油を用いた場合に、摩擦ローラ間の最大接触圧力が1000MPa以上且つ2000MPa以下の範囲内で、トラクション係数 f が比較的高い値で大変安定した（一定の）特性を有することが判明した。

【0019】従って、太陽ローラと遊星ローラの間に作用する最大接触圧力を一般より高めの値である上記範囲内に設定すれば、単純遊星ローラ機構において十分な伝達能力を確保することが可能になる。

【0020】一方、このナフテン系鉱油を歯車伝達機構に適用したとしても、そのトラクション計数 f の値は潤滑を目的とする歯車伝達機構にとってもともと高すぎるものではなく、更に面圧の変化に対しても値が安定しているという特性も相俟って、十分な潤滑作用を発揮できることが確認できた。即ち、単純遊星ローラ機構における太陽ローラと遊星ローラとの間に作用する最大接触圧力を上記範囲内に設定し、潤滑剤としてナフテン系鉱油を採用すれば、このナフテン系鉱油は単純遊星ローラ機構におけるトラクション油としての機能と、歯車伝達機構における潤滑油としての機能を合理的に両立することができる。

【0021】結果として、単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構共にナフテン系鉱油を潤滑剤として使用することができるので、単純遊星ローラ機構と歯車伝達機構とを（1つの）ケーシングの同一内部空間に収容することができ、別々のケーシングにそれぞれ収容したり、ケーシング内部をシールして異種の潤滑油が混ざらないようにすることが不要になる。このことは、ケーシング構造の簡素化やコンパクト化につながり、又更にナフテン系鉱油はナフテン系合成油と比較して安価（約1/10程度）であることも含めて、製造コストが大幅に低減される。

【0022】更に、このような比較的高い面圧の下でトラクション係数 f を高めに安定・維持できるというナフテン系鉱油の特性は、摩擦ローラ間に生ずる押力に対して接触面積を小さくすることができることを意味する。

つまり、各摩擦ローラの幅やローラ径を小さく設定することができるため、伝達能力（伝達トルク）に対して相対的にコンパクトな単純遊星ローラ機構を採用することができ、回転動力伝達装置の小型化につながっている。

【0023】なお、上記の太陽ローラと遊星ローラの間作用する最大接触圧力（MPa）は、勿論実測によって検出してもよいが、種々の近似的な算定方法が考えられる。例えば、図1に示されるように、太陽ローラと遊星ローラの外周面の曲率をそれぞれ ρ_s 、 ρ_u （1/mm）、接触領域の長さを L （mm）、接触領域に作用する押力 P （N）とした場合に、 $195 \cdot 4 \cdot \sqrt{\{P(\rho_s + \rho_u) / L\}}$ によって求めることができる。従って、この値を1000MPa以上2000MPa以下、好ましくは1400MPa以上且つ2000MPa以下の範囲内に設定すれば、本発明を有効に且つ安易に実施できる。

【0024】なお、一般的に上記の単純遊星ローラ機構の動力伝達態様としては、以下に示されるような固定・入力・出力の関係がある。

【0025】1）太陽ローラを入力要素とした場合、リングローラを固定要素、遊星ローラを保持する遊星キャリアを出力要素とする場合と、リングローラを出力要素、遊星ローラを保持する遊星キャリアを固定要素とする場合があり、

2）遊星ローラを保持する遊星キャリアを入力要素とした場合は、リングローラを固定要素、太陽ローラを出力要素とする場合と、リングローラを出力要素、太陽ローラを固定要素とする場合があり、

3）リングローラを入力要素とした場合は、遊星ローラを保持する遊星キャリアを固定要素、太陽ローラを出力要素とする場合と、遊星ローラを保持する遊星キャリアを出力要素、太陽ローラを固定要素とする場合がある。

【0026】本発明に係る単純遊星ローラ機構は、上記の全ての態様を採用することが可能であり、歯車伝達機構を上記の入力要素側、又は出力要素側のどちらに配置するかは、この回転動力伝達装置の目的によって適宜選択すればよい。なお、一般的には、歯車伝達機構の方が単純遊星ローラ機構よりも伝達能力（伝達トルク）が高いことから、回転動力伝達装置が減速機能を有する場合には歯車伝達機構が高トルクが作用する下段側（被駆動装置側）に配置され、増速機能を有する場合には上段側（駆動装置側）に配置される。

【0027】なお、上記発明における歯車伝達機構は、各種歯車を組合せたあらゆる伝達構造を用いることが可能であるが、特に、内歯歯車及びこの内歯歯車に内接する外歯歯車を有し、且つこの内歯歯車の中心が外歯歯車の周囲の内側にある揺動内接噛合遊星歯車構造にすることが好ましい。この揺動内接噛合遊星歯車構造は特にケーシングの内部構造が複雑となり易く、他の減速機又は増速機と組合せることが困難であるが、本発明の単純遊

星ローラ機構と組合せて、潤滑剤としてナフテン系鉱油を採用すれば、至ってシンプルなケーシング構造でありながら更に大きな減速機又は増速機を得ることができる。

【0028】

【発明の実施の形態】以下図面を参照しながら、本発明の実施の形態について詳細に説明する。

【0029】図1は本発明の実施形態に係る回転動力伝達装置102が適用されたギヤドモータ101の断面図、図2はその中の単純遊星ローラ機構202を示す拡大断面図、図3は図2のIII-III矢視図、図4は図1のIV-IV矢視断面図、図5は図4と同様な他の減速比の例を示す図である。

【0030】このギヤドモータ101の回転動力伝達装置102は、摩擦力によって回転動力を伝達する単純遊星ローラ機構201と、歯車によって回転動力を伝達する歯車伝達機構104と、を組合せて備える。更に、ギヤドモータ101はこの回転動力伝達装置102に加えて、モータユニット103を備えており、このモータユニット103を動力源として所定の減速比で回転動力を出力できるように構成されている。

【0031】回転動力伝達装置102は、軸線方向中央に配された中央ケーシング152と、モータユニット103側の継ケーシング153と、モータユニット103と反対側の前部ケーシング154とが一体的に組合せられたケーシング151を備えている。なお、モータユニット103のケーシング155は、固定子等を内装した円筒ケーシング156と、回転動力伝達装置102側の継ケーシング153と、これと反対側の後面カバー157とからなる。従って、この場合、継ケーシング153が回転動力伝達装置102とモータユニット103のケーシング151、155の一部を兼用しており、この継ケーシング153を介して回転動力伝達装置102とモータユニット103が一体に結合されている。そして、回転動力伝達装置102側のケーシング151の同一内部空間に、歯車伝達構造104と単純遊星ローラ機構202が共に組み込まれており、単純遊星ローラ機構202が前段減速部に相当し、歯車伝達機構104が後段減速部に相当している。

【0032】歯車伝達機構104は、内歯歯車120及びこの内歯歯車120に内接する外歯歯車115a、115bを有しており、この内歯歯車120の中心が外歯歯車115a、115bの周囲の内側に設定されており、いわゆる揺動内接噛合遊星歯車構造となっている。

【0033】具体的には、この歯車伝達機構104は、中心軸線L上に入力軸（高速軸）となる第1軸111と、出力軸（低速軸）となる第2軸112とを備える。この第1軸111の外周上には、所定位相差（この例では180°）をもって軸方向に隣接して2つの偏心体113a、113bが嵌合され、これらが第1軸111と

一体的に回転する。図4に示すように、偏心体113 a、113 bの中心01は、それぞれ第1軸111の軸心02に対して所定の偏心量eだけ偏心しており、又、各偏心体113 a、113 bの外周には、ベアリング114 a、114 bを介して外歯歯車115 a、115 bが回転自在に配置されている。

【0034】この複列の外歯歯車115 a、115 bには、内ピン孔116 a、116 bがそれぞれ複数設けられており、これら内ピン孔116 a、116 bに内ピン117（図4参照、なお図1では図示省略）が遊嵌されている。外歯歯車115 a、115 bの外周にはトロコイド歯形や円弧歯形の外歯が形成され、この外歯は、第1軸111と同心に設けられた内歯歯車120と内接噛合している。

【0035】この内歯歯車120は、中央ケーシング152の内側に一体的に形成されており、各内歯が、中央ケーシング152の内周に保持された外ピン121によって構成されている。外歯歯車115 a、115 bと内歯歯車120の歯数差は、図4の例では「4」、図5の他の実施形態では「1」となっている。なお、この図5に示す実施形態の他の構成等は、図1に示すギヤドモータ101とほぼ同様であるため、図5の同一部分・部材にはギヤドモータ101と下2桁を同様の符号を付すると共に、その他の構成・作用等の説明、図示は省略する。

【0036】2枚の外歯歯車115 a、115 bの両側には一対のキャリア123、124が配置されている。同キャリア123、124は、それぞれケーシング151の内周に嵌合された軸受131、132によって回転自在に支持され、外歯歯車115 a、115 bを貫通する複数本のキャリアピン（連結ピン）125及びスペーサ126で軸方向に位置決めされて結合されている。

【0037】又、図4に示されるように、外歯歯車115 a、115 bの内ピン孔116 a、116 bに遊嵌された内ピン117の両端は、両側のキャリア123、124に滑り回転可能に結合されている。そして、これにより、外歯歯車115 a、115 bの自転成分のみが、両側のキャリア123、124に伝達される。

【0038】モータユニット103側のキャリア123は、中央孔123 aを有するリング状をなしており、この中央孔123 aに第1軸111の一方の端部111 aが臨んでいる。又、反対側のキャリア124は第2軸112の基部に一体形成されており、このキャリア124の中心に形成された凹所124 aに、第1軸111の他方の端部111 bが挿入されている。そして、第1軸111は、一方のキャリア123の中央孔123 aの内周に嵌合された軸受133と、他方のキャリア124の内周に嵌合された軸受134とによって回転自在に支持されている。

【0039】以上のように構成された歯車伝達機構10

4は、第1軸111が1回転すると、偏心体113 a、113 bが1回転する。この偏心体113 a、113 bの1回転により、外歯歯車115 a、115 bは偏心体と共に揺動回転を行おうとするが、内歯歯車120によってその自由な自転が拘束されるため、外歯歯車115 a、115 bは内歯歯車120に内接しながらほとんど揺動のみを行うことになる（この種の減速構造の特徴）。

【0040】今、外歯歯車115 aの歯数と内歯歯車120の歯数との差は4である。そのため、第1軸111の1回転毎に外歯歯車115 a、115 bは、固定された内歯歯車120に対して4歯分だけずれる（自転することになる。これは、第1軸111の1回転が外歯歯車115 a、115 bの $-4/N$ の回転に減速されたことを意味する）。

【0041】従って、この外歯歯車115 a、115 bの回転は内ピン孔116 a、116 b及び内ピン117の隙間によってその揺動成分が吸収され、自転成分のみが内ピン117を介してキャリア123、124に伝えられ、それが第2軸112へと伝達される。この結果、結局歯車伝達機構104においては減速比 $-4/N$ （一は逆回転を表わす）の減速が達成される。

【0042】単純遊星ローラ機構202は、図2、図3に示すように、摩擦ローラとして、太陽ローラ211と、太陽ローラ211の外周に転接する複数（本実施例では4個）の中空円筒状の遊星ローラ212と、この遊星ローラ212が自身の内周に転接するリングローラ213と、を備える。

【0043】具体的には、上記の各摩擦ローラ211、212、213は、歯車伝達機構104が収容されているケーシング151と同一内部空間に収容されており、継ケーシング153の凹部251の底面に形成される取付面261にリングローラ213が固定されている。なお、この実施形態においては、リングローラ213にボルト孔262が複数形成され、このボルト孔262を貫通する固定用ボルト252によってリングローラ213を取付面261に固定している。

【0044】図2に示されるように、遊星ローラ212の公転成分を取り出す遊星キャリア215は、リング状のフランジ部215 Aと、このフランジ部215 Aから歯車伝達機構104側に突出した中空円筒状の出力軸部216と、フランジ部215 Aに基部が嵌合固定されると共にモータユニット103側に先端側が突出した4本のピン217と、を有しており、このピン217には円筒状の内ローラ264が滑り回転可能に設けられている。

【0045】そして、各遊星ローラ212は、その軸心位置に形成される中心孔212 Aにより内ローラ264を介して各ピン217の外周に自転可能に嵌合されており、各遊星ローラ212の相互位置が一定に保たれ、そ

の状態、各遊星ローラ 212 の外周面がリングローラ 213 の内周面及び太陽ローラ 211 の外周面と接している。つまり、ピン 217 を備えた遊星キャリア 215 が、各遊星ローラ 212 の間隔を一定に保持する役目と、この遊星ローラ 212 の公転成分を取り出す役目を果たしている。又、遊星キャリア 215 の出力軸部 216 には、第 1 軸 111 を挿入可能な軸挿入孔 265 が形成されており、第 1 軸 111 と回転方向に係合して一体となって回転する。

【0046】一方、太陽ローラ 211 には、軸心位置に同様に軸挿入孔 266 が形成されており、スプライン構造によってモータ軸 161 と回転方向に係合して一体となって回転する。

【0047】つまり、この実施の形態においては、リングローラ 213 が単純遊星ローラ機構 202 の固定要素となっており、又、太陽ローラ 211 が入力要素、遊星ローラ 212 を支持する遊星キャリア 215 が出力要素となっている。

【0048】このギヤドモータ 101 は、モータユニット 103 のモータ軸 161 が回転すると、この回転が単純遊星ローラ機構 202 の太陽ローラ 211 に伝わり、遊星ローラ 212 が回転しようとする。ここで、遊星ローラ 212 は固定されたリングローラ 213 に接しているので、リングローラ 213 の内周に沿って自転・公転運動をし、この公転運動成分がキャリア 215 を介して歯車伝達機構 104 の第 1 軸 111 に入力される。

【0049】これ以降は既に示したように、外歯歯車 115a、115b が内歯歯車 120 に内接しながら揺動することで、その揺動運動の自転成分がキャリア 123、124 を介して第 2 軸 112 に伝達（出力）される。

【0050】以上のように作用する回転動力伝達装置 102 の潤滑剤には、単純遊星ローラ機構 202 と歯車伝達機構 104 共にナフテン系の鉱油（具体的には、昭和シェル石油株式会社製、アルバニアグリース 1）が採用されている。更に、このナフテン系の鉱油を採用するにあたって、太陽ローラ 211 と遊星ローラ 212 との間に作用する最大接触圧力 α が 1000MPa 以上且つ 2000MPa 以下となるように設定されている。なお、この最大接触圧力 α は 1000MPa 以上且つ 2000MPa 以下の範囲に設定することが好ましく、実際には、ベストの範囲である 1600MPa 近傍に設定してある。

$$\alpha = 195.4 \cdot (P(\rho_s + \rho_u) / L) \quad \dots (1)$$

ρ_s : 太陽ローラの外周面の曲率 (1/m)

ρ_u : 遊星ローラの外周面の曲率 (1/m)

L : 太陽ローラと遊星ローラとの接触面領域の長さ (m)

P : 接触領域に作用する押力 (N)

【0056】従って、この最大接触圧力 α を上記範囲に

【0051】ここで、本発明者により解析された図 6 のデータからも明らかなように、ナフテン系鉱油は最大接触圧力を高く設定してもトラクション係数 f が低下しないという特性を有するので、単純遊星ローラ機構 202 において大きな伝達トルクを確保したい場合には、太陽ローラ 211 と遊星ローラ 212 との間に作用する押力を単純に高めればよいことになる。即ち、押力を高めた結果、摩擦ローラ間の接触面の圧力が高まったとしても、トラクション係数 f が低下しないため、これらの相乗効果によって大きな摩擦力が発生して高い伝達トルクを発揮することができる。しかし、一方で、高面圧下による各摩擦ローラの転動疲労の問題も考慮しなければならない。従って、一般的に広く用いられているナフテン系合成油を用いずとも、ナフテン系鉱油をトラクション油として使用し、最大接触圧力を上記範囲に設定すれば、単純遊星ローラ機構 202 として十分な伝達トルクと耐久性を確保できることが発明者によって確認されている。なお、このデータにおけるナフテン系合成油は、具体的にはエッソ石油株式会社製 J SW3573 であり、又、パラフィン系鉱油は昭和シェル石油株式会社製 アルバニア RA（粘度が異なる 2 種を採用）である。

【0052】一方、ナフテン系鉱油は歯車伝達機構 104 における潤滑剤としてもともと十分な機能を発揮するものであり、外歯歯車 115a、115b や内歯歯車 120 が焼き付くことが防止され、高い伝達効率を達成することができる。即ち、ナフテン系鉱油を所定の条件で用いることにより、単純遊星ローラ機構 202 のトラクション油としての機能と、歯車伝達機構 104 における潤滑油としての機能を合理的に両立させることができる。

【0053】更に、このナフテン系鉱油は、従来摩擦ローラによる単純遊星ローラ機構 202 に採用されているナフテン系合成油と比較して約 1/10 程度の価格であり、回転動力伝達装置の製造コストを大幅に低減することができるので、もともと安価に製造できるという単純遊星ローラ機構 202 のメリットを十分に発揮することができる。

【0054】以上のように最大接触圧力 α を上記の範囲に設定するためには、この最大接触圧力 α を算出しなければならない。そこで、この第 1 実施形態においては以下の (1) 式から求めるようにした (図 7 参照)。

【0055】

設定するためには、太陽ローラ 211 と遊星ローラ 212 の外周面の曲率（ローラ径によって決定される）や、遊星ローラ 212 のローラ幅を調整したり、この接触領域に作用する押力を変更することによって行われる。この押力 P はリングローラ 213 によって遊星ローラ 212 と太陽ローラ 211 を押し付けることによって発生す

るものであり、これを調整するためには、リングローラ213の内周径を、遊星ローラ212の直径の2倍と太陽ローラ211の直径との和よりも小さくして、所定の締め代を与えることで行われる。なお、上記の算出式は太陽ローラ211と遊星ローラ212が鋼対鋼の関係になっていることが一般的である。

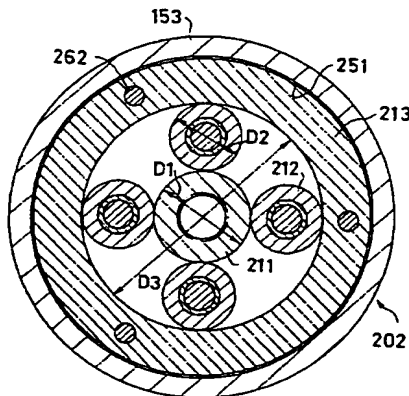
【0057】このギヤドモータ101に適用された回転動力伝達装置102は以上のように一種類の潤滑剤のみが適用されているので、複数種類の潤滑剤が混ざるのを防止するためのシール構造や、潤滑剤毎に別々のケーシングに收容する必要がなく、1つのケーシング151の中に歯車伝達機構104と単純遊星ローラ機構202とを收容することができる。その結果、潤滑油に対し、2つの異なる性格を有する減速機構が共存・收容されているにも拘らずケーシングの内部構造が簡略化されており、装置全体として大幅なコンパクト化及び低コスト化が達成されている。

【0058】なお、この実施形態においては最大接触圧力 α を上記の式で算定する場合に限って示したが、本発明はそれに限定されず、他の論理式によって（近似的に）算出しても構わないし、接触面積や圧力自体を何らかの方法で計測できれば、当然に実測によって検出してもよい。

【0059】又、単純遊星ローラ機構202はリングローラ213を固定要素とした場合を示したが、本発明はこれに限定されず、太陽ローラ211又は遊星ローラ212（遊星キャリア215）を固定要素とする場合も含むものである。更に、歯車伝達機構104においては、揺動内接噛合遊星歯車構造に限って示したが、本発明はこれに限定されず、他のあらゆる種類の歯車による減速又は増速構造を採用することができる。

【0060】

【図3】



【発明の効果】本発明の回転動力伝達装置によれば、大きな減速比又は増速比を達成することができるのにも拘らず、装置全体をコンパクトに構成することができ、それに伴って製造コストや組立の手間が大幅に低減される。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係る回転動力伝達装置が適用されたギヤドモータの断面図

【図2】同回転動力伝達装置内の単純遊星ローラ機構の断面図

【図3】図2のIII-III矢視図

【図4】図1のIV-IV矢視断面図

【図5】別の減速比を得るための構成を示す図4と同様の図

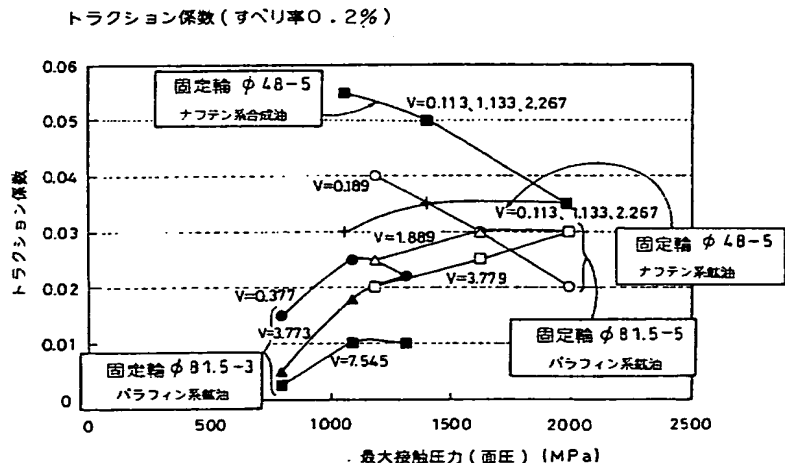
【図6】ナフテン系鉱油のトラクション係数 f と最大接触圧力との関係を示す線図

【図7】同回転動力伝達装置内の太陽ローラと遊星ローラの接触面状態を示す模式図

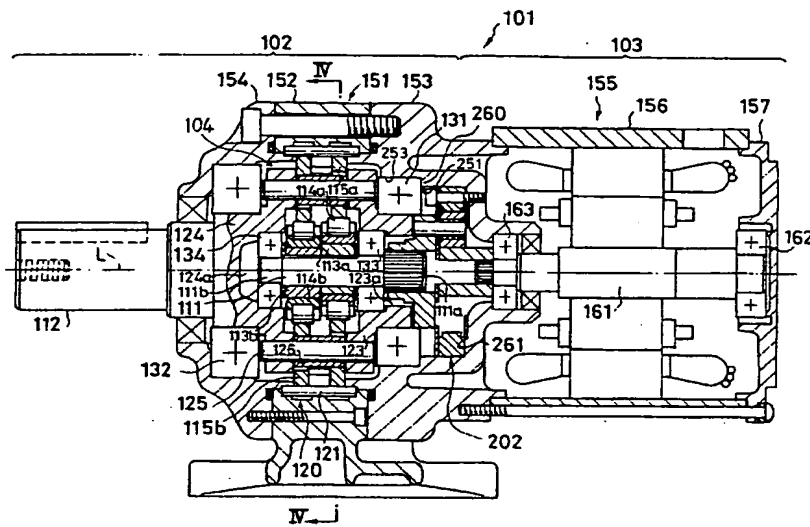
【符号の説明】

- 101…ギヤドモータ
- 102…回転動力伝達装置
- 103…モータユニット
- 111…第1軸
- 112…第2軸
- 115a、115b…外歯歯車
- 120…内歯歯車
- 151…ケーシング
- 202…単純遊星ローラ機構
- 211…太陽ローラ
- 212…遊星ローラ
- 213…リングローラ
- 215…遊星キャリア

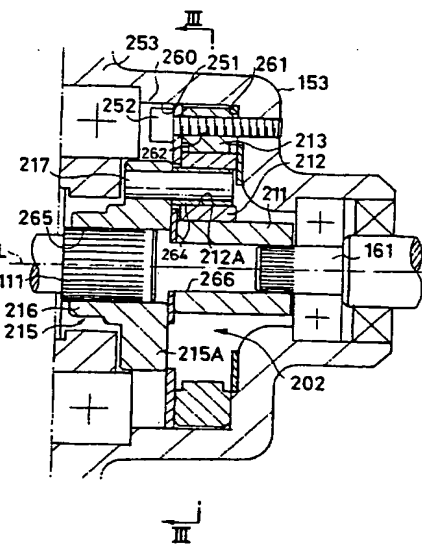
【図6】



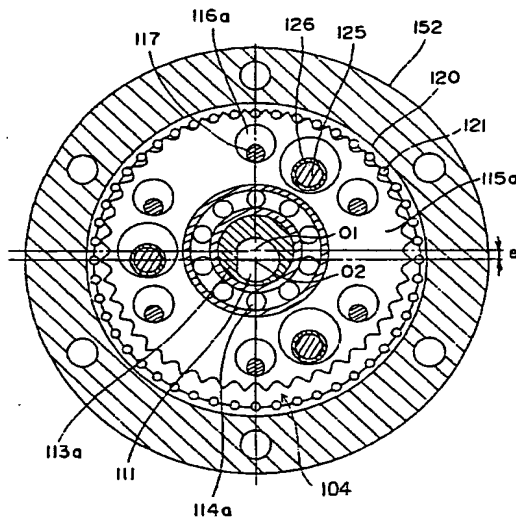
【図1】



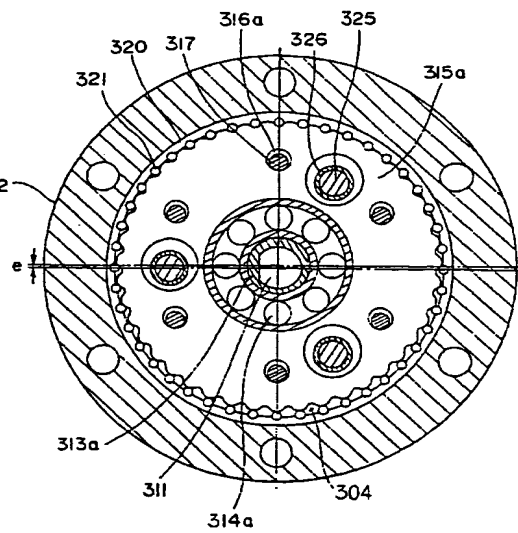
【図2】



【図4】



【図5】



【図7】

